

Коммунальное хозяйство городов

$$\begin{aligned}
& + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{(v + v_B) \partial k}{\sigma_k \partial z} \right) + v_B \left(\left(\frac{\partial u_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} \right)^2 \right) - \varepsilon; \\
& \frac{\partial(u_x \varepsilon)}{\partial k} + \frac{\partial(u_y \varepsilon)}{\partial y} + \frac{\partial(u_z \varepsilon)}{\partial z} = \frac{\partial}{\partial k} \left(\frac{(v + v_B) \partial k}{\sigma_k \partial z} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{(v + v_B) \partial k}{\sigma_k \partial z} \right) + \\
& + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{(v + v_B) \partial k}{\sigma_k \partial z} \right) + C_1 \frac{\varepsilon v_B}{k} \left(\left(\frac{\partial u_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} \right)^2 \right) - C_2 \frac{\varepsilon^2}{k} + C_3 \frac{v_B}{k} \left(\left(\frac{\partial u_x}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u_x}{\partial z} \right)^2 \right)^2.
\end{aligned}$$

Что касается постановки граничных условий, то на стенке канала проекции скорости должны быть равны нулю, вследствие “прилипания” среды. Нулевыми следует полагать и характеристики турбулентности k и ε , поскольку на стенке не может быть пульсаций скорости. Граничные условия для скорости задаются исходя из конкретно решаемой задачи. Граничные условия для характеристик турбулентности должны соответствовать уровню турбулентности входного потока с учетом рекомендаций [2], исходя из числа Рейнольдса, входного профиля, формы канала.

Адекватность математической модели проверена сопоставлением результатов расчета с данными замеров выбросов ТГУ на объектах коммунального хозяйства Луганской области, что позволяет рекомендовать предложенную модель для расчета турбулентных потоков в каналах вентиляционных систем ТГУ.

1.Коваленко А.А., Соколов В.И. и др. Основы технической механики жидкостей и газов: Уч. пособие для вузов. – Луганск: ВУГУ, 1998. – 272 с.

2.Турбулентные сдвиговые течения. Ч.1. / Под ред. А.С.Гиневского. – М.: Машиностроение, 1982. – 432 с.

3.Гусенцова Я.А., Адамчо Я.В. Обоснование методом размерностей использования k – ε модели в расчетах пристеночной турбулентности // Вісн. Східноукр. нац. ун-ту ім. В.Даля. – 2002. – № 3(49). – С.50-53.

Получено 23.11.2004

УДК 628.218

Я.А.ГУСЕНЦОВА

Донбасская национальная академия строительства и архитектуры, г.Макеевка

К.Н.АНДРИЙЧУК

Восточноукраинский национальный университет им. Владимира Даля, г.Луганск

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ СТАЦИОНАРНЫХ РЕЖИМОВ РАБОТЫ СЛОЖНОЙ ПРИТОЧНО-ВЫТЯЖНОЙ ВЕНТИЛЯЦИОННОЙ СИСТЕМЫ

Предлагается обобщенная схема и математическая модель расчета характеристик газовых потоков в сложной вентиляционной системе и алгоритм численной процедуры

ее решения.

Разработка и модернизация вентиляционных систем является сложной инженерной задачей, требующей достоверных математических моделей расчета аэродинамических характеристик стационарных режимов работы [1].

Для расчета вентиляционных систем существуют универсальные подходы [1, 2], которые построены на основе объектной декомпозиции систем вентиляции и в достаточной мере учитывают аэродинамические характеристики типовых элементов и свойства газовой среды.

Однако данные подходы не всегда удобны на практике и вызывают определенные трудности при использовании их для конкретных объектов.

Вентиляционные системы промышленных предприятий, объектов жилищно-коммунального хозяйства и т.п. в большинстве случаев представляют собой приточно-вытяжные системы с промежуточной емкостью, в качестве которой можно рассматривать помещение цеха или предприятия (группу помещений), соединительные коллектора и т.д.

В данной работе для подобных систем предлагается обобщенная схема и типовая математическая модель расчета характеристик газовых потоков и нагнетателей, а также алгоритм численной процедуры.

В соответствии с выработанным подходом к расчету аэродинамических характеристик участков магистралей газовых потоков и определению характеристик нагнетателей [1], система может быть представлена в виде совокупности линейных участков приточной и вытяжной ее частей, разделенных промежуточной емкостью.

Считаем, что в приточной части вентиляционной системы имеется I линейных участков с соответствующим номером $i=1,2,...,I$. Принимаем на каждом линейном участке по одинаковому числу J нагнетателей. При этом для конкретной системы значение J равно максимальному числу нагнетателей в одном канале из всех линейных участков приточной части системы. Для всех остальных каналов число нагнетателей фиктивно увеличивается до значения J . Поэтому на каждом i -м линейном участке, в общем случае, рассматривается i, j -й нагнетатель ($j=1,2,...,J$). Характеристику каждого нагнетателя представляем в виде трехчлена [2]:

$$p_{v,ij}^+ = a_{ij} + b_{ij}Q_i^+ + c_{ij}Q_i^{+2}, \quad (1)$$

где $p_{v.ij}$ – полные давления i,j -го нагнетателя; Q_i – расход на i -м линейном участке; a_{ij} , b_{ij} , c_{ij} – коэффициенты аппроксимации.

Обозначим через $R_{ex.i}$ и $p_{cm.i}$ ($i=1,2,...,I$) приведенные сопротивления на входе линейных участков и потребные статические давления, через R_{ij} ($i=1,2,...,I$; $j=1,2,...,J$) приведенные сопротивления участков магистралей на выходе каждого нагнетателя приточной части системы.

Аналогично полагаем, что в вытяжной части имеется K линейных участков с соответствующим номером $i=1,2,...,K$. Принимаем на каждом линейном участке по одинаковому числу M нагнетателей. Для конкретной системы значение M равно максимальному числу нагнетателей в одном канале из всех линейных участков вытяжной части системы. Для всех остальных каналов число нагнетателей фиктивно увеличивается до значения M . Поэтому на каждом i -м линейном участке, в общем случае, также рассматривается i,j -й нагнетатель ($j=1,2,...,J$) с характеристикой в виде трехчлена:

$$p_{v.ij} = a_{ij} + b_{ij}Q_i + c_{ij}Q_i^2, \quad (2)$$

где принятые обозначения аналогичны приточной части.

Обозначим через $R_{вых.i}$ и $p_{cm.i}$ ($i=1,2,...,I$) приведенные сопротивления на выходе линейных участков и потребные статические давления, через R_{ij} ($i=1,2,...,K$; $j=1,2,...,M$) приведенные сопротивления участков магистралей на выходе каждого нагнетателя вытяжной части системы.

Если напор (давление) в промежуточной емкости – p , то согласно расчетной схеме и принятым обозначениям имеем:

1. Общий расход приточной или вытяжной части системы:

$$Q^+ = \sum_{i=1}^I Q_i; \quad Q^- = \sum_{i=1}^K Q_i^-; \quad Q^+ = Q^-. \quad (3)$$

При расчете характеристик вентиляционной системы здания необходимо также учесть утечки через неплотности [3].

2. Уравнения Бернулли для линейных участков с учетом (1) и (2)

$$\sum_{j=1}^J (a_{ij} + b_{ij}Q_i + c_{ij}Q_i^2) = p + p_{cm.i} + \left(R_{ex.i} + \sum_{j=1}^J R_{ij} \right) Q_i^2; \quad i=1, I. \quad (4)$$

$$p + \sum_{j=1}^M (a_{ij} + b_{ij}Q_i + c_{ij}Q_i^2) = p_{cm.i} + \left(R_{вых.i} + \sum_{j=1}^M R_{ij} \right) Q_i^2; \quad i=1, K. \quad (5)$$

Таким образом, система уравнений (3)-(5) представляет собой математическую модель стационарного режима работы приточно-вытяжной вентиляционной системы с промежуточной емкостью.

В результате расчета системы получаем общий расход вентиляционной системы, расходы на линейных участках, полные давления источников напора и полное давление в промежуточной емкости.

Для построения алгоритма численной процедуры определения указанных параметров выполним ряд преобразований уравнений, образуя математическую модель стационарного режима работы системы.

Уравнения (4), (5) приводим к виду:

$$\left(R_{ex.i} + \sum_{j=1}^J (R_{ij}^+ - c_{ij}) \right) Q_i^{+2} - \left(\sum_{j=1}^J b_{ij} \right) Q_i^+ - \left(\sum_{j=1}^J a_{ij} - p_{cm.i} - p \right) = 0, \quad i = 1, I;$$

$$\left(R_{ex.i} + \sum_{j=1}^M (R_{ij}^- - c_{ij}) \right) Q_i^{-2} - \left(\sum_{j=1}^M b_{ij} \right) Q_i^- - \left(\sum_{j=1}^M a_{ij} - p_{cm.i} - p \right) = 0, \quad i = 1, K.$$

Без учета расхода через неплотности имеем квадратные уравнения относительно расходов на линейных участках.

При заданных характеристиках нагнетателей, потребных статических давлениях и приведенных сопротивлениях каналов построим численную процедуру, которая на основе абсолютно устойчивого метода половинного деления выполняется в следующем порядке:

1. Оценка максимальных полных давлений нагнетателей на линейных участках приточной и вытяжной частей вентиляционной системы, задание интервала неопределенности давления в промежуточной емкости.

Максимальный напор нагнетателя:

$$\frac{\partial p_{v.ij}}{\partial Q_i} = b_{ij} + 2c_{ij}Q_i^* = 0, \quad \text{откуда } Q_i^* = -\frac{b_{ij}}{2c_{ij}}.$$

Подставляя полученное значение в (1) или (2), имеем максимальное полное давление источника напора:

$$p_{v.ij \max} = a_{ij} - \frac{b_{ij}^2}{4c_{ij}}.$$

Максимальные перепады давлений на участках:

$$p_{i \max}^+ = \sum_{i=1}^J p_{v.ij \max}^+, \quad i = 1, I; \quad p_{i \max}^- = \sum_{i=1}^M p_{v.ij \max}^-, \quad i = 1, K.$$

Интервал неопределенности давления в промежуточной емкости

$$\Delta = \max(p_{i\max}^+, p_{i\max}^-).$$

2. Задание максимальной погрешности расчета по расходу ε .

3. Задание начального напора в промежуточной емкости и номера шага: $p^0 = \Delta/2$; $k = 1$.

4. Определение расходов на линейных участках путем решения квадратных уравнений (4), (5), где вместо p подставляется p^0 . При этом в случае получения отрицательного значения расход полагается равным нулю во избежание обратного потока на участке.

5. Определение общих расходов приточной и вытяжной частей вентиляционной системы согласно (3) и пересчет по (4).

6. Проверка условия:

$$|Q^+ - Q^-| \leq \varepsilon.$$

7. При положительном результате проверки условия расчет прекращается, в качестве окончательных значений расходов принимаются текущие значения. В противном случае номер шага увеличивается на единицу: $k = k + 1$ и задается новое значение давления в промежуточной емкости:

$$p^0 = p^0 + \frac{\Delta}{2^k} \text{sign}(Q^+ - Q^-).$$

Далее численная процедура повторяется, начиная с п.4.

Предложенная модель и алгоритм ее реализации были использованы при модернизации вентиляционных систем ряда теплогенерирующих установок, что позволило существенно улучшить их характеристики.

1.Соколов В.И. Аэродинамика газовых потоков в каналах сложных вентиляционных систем. – Луганск: ВУГУ, 1999. – 200 с.

2.Коваленко А.А. Гидравлические и аэродинамические машины. – Луганск: ВУГУ, 2000. – 77 с.

3.Баркалов Б.В., Карпис Е.Е. Кондиционирование воздуха в промышленных, общественных и жилых зданиях. – М.: Стройиздат, 1982. – 280 с.

Получено 22.11.2004